



## Straty ciepła przez niezaizolowane elementy węzła ciepłowniczego. Studium przypadku

Heat losses through uninsulated components of a heating substation. Case study



**Dr inż. Sylwia Wciślik**

ORCID ID: [0000-0003-2152-9686](https://orcid.org/0000-0003-2152-9686)  
Wydział Inżynierii Środowiska,  
Geodezji i Energetyki Odnawialnej  
Politechnika Świętokrzyska  
[sylwiazw@tu.kielce.pl](mailto:sylwiazw@tu.kielce.pl)



**Inż. Anna Wypych**

Wydział Inżynierii Środowiska,  
Geodezji i Energetyki Odnawialnej  
Politechnika Świętokrzyska

**Słowa kluczowe:** termowizja, izolacja przewodów, straty ciepła, węzeł ciepłowniczy

### Streszczenie

Artykuł analizuje straty ciepła w niezaizolowanych rurociągach węzłów ciepłowniczych. W analizie wykorzystano model ogólny oraz podejście szczegółowe, rozdzielające procesy fizyczne konwekcji i promieniowania. Badania wykazały, że promieniowanie stanowi aż 50–56% całkowitych strat ciepła rurociągów nieizolowanych. Największą redukcję strat (ponad 80–90%) uzyskuje się już przy zastosowaniu pierwszych 100–150 mm izolacji. Przykładowa analiza ekonomiczna wykazała, że straty ciepła na 10 m niezaizolowanej rury mogą kosztować około 620 zł netto miesięcznie przy niewielkiej temperaturze czynnika roboczego (60°C) i być wielokrotnie. Optymalizacja izolacji jest kluczowa dla dekarbonizacji sektora budowlanego, odpowiadającego za blisko 38% krajowej emisji CO<sub>2</sub>.

**Keywords:** thermography, pipe insulation, heat losses, heat substation plant room

### Abstract

This article analyzes heat losses in uninsulated pipelines in district heating systems. The analysis utilizes a general model and a detailed approach that separates the physics of convection and radiation. The studies have shown that radiation accounts for as much as 50–56% of the total heat losses in uninsulated pipelines. The greatest reduction in losses (over 80–90%) is achieved with the first 100–150 mm of insulation. A sample economic analysis showed that losses per 10 m of uninsulated pipe can cost approximately 620 PLN net per month at a low operating temperature (60°C) and can be multiplied. Insulation optimization is crucial for decarbonizing the construction sector, which accounts for nearly 38% of national CO<sub>2</sub> emissions.

## Wstęp

Zagadnienie analizy strat ciepła w niezaizolowanych rurociągach ma kluczowe znaczenie w kontekście współczesnej eksploatacji systemów ciepłowniczych, dotykając trzech fundamentalnych aspektów: technicznego, ekonomicznego i środowiskowego. Strata ciepła w niezaizolowanych i źle zaizolowanych przewodach przekłada się bezpośrednio na zwiększone zapotrzebowanie na energię. Każdy 1 Wat utraconego ciepła to realny koszt operacyjny, powiązany ze zużyciem paliwa, obciążeniem źródła ciepła ale również skrócona żywotność komponentów. Izolacja rurociągów stanowi obszar uregulowany w polskim systemie prawnym (Polski Komitet Normalizacyjny, 192, 2022a, 2022b; Minister Rozwoju i Technologii, 2022). Kwestia doboru izolacji technicznej przewodów grzewczych stanowi jeden z kluczowych elementów optymalizacji efektywności energetycznej systemów budynkowych. Jak wykazuje analiza przeprowadzona przez (Knapik, 2020), redukcja strat ciepła na przesyłach pozwala na obniżenie kosztów eksploatacyjnych, zapewniając relatywnie szybki zwrot nakładów inwestycyjnych oraz umożliwiając bardziej precyzyjne dopasowanie mocy źródła ciepła do realnych

potrzeb budynku (Knapik, 2020). Ze względu na spadek zapotrzebowania miast na ciepło w sezonie letnim, udział procentowy strat ciepła w ogólnym bilansie sieci wzrasta (Niemyjski, 2013). W dobie postępującej transformacji energetycznej, dekarbonizacja zasobów budowlanych staje się priorytetem, co potwierdza analiza (Biniek, 2025), w której wskazano, że sektor budownictwa w Polsce odpowiada za blisko 38% krajowej emisji CO<sub>2</sub>, przy czym kluczowym obszarem wymagającym interwencji jest faza operacyjna budynków, generująca 28% całkowitego śladu węglowego (Biniek, 2025). Prawidłowo zaprojektowana i wykonana izolacja techniczna stanowi zatem fundament zrównoważonego ciepłownictwa, bezpośrednio wpływając na ograniczenie emisji gazów cieplarnianych oraz redukcję kosztów operacyjnych systemów dystrybucji ciepła (Ryńska, 2011). Minimalna grubość izolacji cieplnej nie zależy wyłącznie od wielkości współczynnika przewodzenia ciepła materiału izolacyjnego (Polski Komitet Normalizacyjny, 2009), średnicy przewodu lub komponentu, czy od transportowanego medium, ale również od miejsca montażu (Minister Rozwoju i Technologii, 2022), o czym wspomina Tabela 1.

Tabela 1. Wymagania dotyczące izolacji cieplnej przewodów i komponentów (Minister Rozwoju i Technologii, 2022)  
Table 1. Requirements for thermal insulation of cables and components (Minister Rozwoju i Technologii, 2022)

L.p.	Rodzaj przewodu lub komponentu	Minimalna grubość izolacji cieplnej $\lambda=0,035$ , W/(m·K)
1	Średnica wewnętrzna do 22 mm	20 mm
2	Średnica wewnętrzna od 22 do 35 mm	30 mm
3	Średnica wewnętrzna od 35 do 100 mm	równa średnicy wewnętrznej rury
4	Średnica wewnętrzna ponad 100 mm	100 mm
5	Przewody i armatura wg lp. 1-4 przechodzące przez ściany lub stropy, skrzyżowania przewodów	50% wymagań z lp. 1-4
6	Przewody ogrzewań centralnych, przewody wody ciepłej i cyrkulacji instalacji ciepłej wody użytkowej wg lp. 1-4, ułożone w komponentach budowlanych między ogrzewanymi pomieszczeniami różnych użytkowników	50% wymagań z lp. 1-4
7	Przewody wg lp. 6 ułożone w podłodze	6 mm
8	Przewody ogrzewania powietrznego (ułożone w części ogrzewanej budynku)	40 mm
9	Przewody ogrzewania powietrznego (ułożone w części nieogrzewanej budynku)	80 mm
10	Przewody instalacji wody lodowej prowadzone wewnątrz budynku 2)	50% wymagań z lp. 1-4
11	Przewody instalacji wody lodowej prowadzone na zewnątrz budynku 2)	100% wymagań z lp. 1-4

*Uwaga: Przy zastosowaniu materiału izolacyjnego o innym współczynniku przewodzenia ciepła niż podany w tabeli – należy skorygować grubość warstwy izolacyjnej. Izolacja cieplna wykonana jako powietrzno-szczelna.*

Tabela 2. Zależność grubości izolacji od współczynnika przewodzenia ciepła materiału izolacyjnego dla rurociągu o średnicy  $D = 22$  mm. Źródło: opracowanie własne

Table 2. Dependence of insulation thickness on the thermal conductivity coefficient of the insulating material for a pipeline with a diameter of  $D = 22$  mm. Source: authors' own study

L.p.	Średnica przewodu	Współczynnik przewodzenia ciepła dowolnego materiału izolacyjnego	Obliczeniowa grubość izolacji	Dobrana grubość izolacji	Różnica bezwzględna w grubości izolacji	Różnica procentowa
	$D$ , mm	$\lambda$ , W/mK	$e_i$ , mm	$e_{iA}$ , mm	$\Delta e =  e_{iA} - e $ , mm	$\frac{\Delta e}{e} \cdot 100\%$
1	22	0,030	15,57	16	4,43	22,1
2		0,032	17,34	18	2,66	13,3
3		0,034	19,11	20	0,00	0,0
4		0,035	-	20	-	-
5		0,036	20,89	21	0,89	4,4
6		0,038	22,66	23	2,66	13,3
7		0,040	24,43	25	4,43	22,1

Grubości materiałów izolacyjnych o innym współczynniku przewodzenia ciepła niż wynika to z (Minister Rozwoju i Technologii, 2022) oraz z Tabeli 1 należy skorygować zgodnie z zależnością:

$$e_1 = \frac{D \left( \frac{D + 2e}{D} \right) \frac{\lambda_1}{0,035} - D}{2} \quad (1)$$

gdzie:

- $e$  – grubość izolacji określona zgodnie z (Minister Rozwoju i Technologii, 2022), mm
- $D$  – średnica zewnętrzna izolowanego przewodu, mm
- $\lambda_1$  – współczynnik przewodzenia ciepła materiału w temperaturze 40°C, W/(m·K)

Celem niniejszej analizy jest określenie, jak zmienia

się wymagana grubość izolacji cieplnej przewodów przy zastosowaniu materiałów o różnych współczynnikach przewodzenia ciepła  $\lambda$ , innych niż wartość referencyjna  $\lambda=0,035$  W/(mK), wykorzystywana w (Minister Rozwoju i Technologii, 2022). W Tabeli 2 podano przykładowe wartości grubości izolacji w funkcji zmian współczynnika przewodzenia ciepła,  $e_1(\lambda_1)$ .

## Metodologia obliczania strat ciepła przez nieizolowaną powierzchnię rury

### Podejście ogólne

Podstawowy wzór do obliczania strat ciepła przez nieizolowaną powierzchnię rurociągu opiera się na zależ-

ności między współczynnikiem przenikania ciepła, powierzchnią wymiany ciepła oraz różnicą temperatur po obu stronach rurociągu przy uwzględnieniu zjawiska konwekcji oraz przewodzenia:

$$Q = U \cdot S \cdot (T_w - T_z) = U \cdot \pi \cdot D \cdot L \cdot (T_w - T_z) \quad (2)$$

gdzie:

$U$  – współczynnik przenikania ciepła, zależny od materiału rurociągu oraz otoczenia w jakim jest on zainstalowany,  $W/m^2K$

$S$  – powierzchnia wymiany ciepła,  $m^2$

$T_w$  – temperatura powierzchni rurociągu,  $^{\circ}C$  lub  $K$

$T_z$  – temperatura otoczenia,  $^{\circ}C$  lub  $K$

W celu określenia strat ciepła przez niezainstalowany odcinek rurociągu, w przypadku węzłów ciepłych zastosowano następujące założenia praktyczne:

1. powietrze znajduje się w spoczynku - zakłada się konwekcję swobodną (Chu, 1973; Bergman, 2016),
2. różnice w wymianie ciepła dla rury poziomej w porównaniu do ułożenia pionowego są pomijalnie małe,
3. temperatura powierzchni niezainstalowanej jest w przybliżeniu równa temperaturze medium grzewczego,
4. stałe warunki otoczenia.

#### Podejście szczegółowe - z rozbiem na mechanizmy wymiany ciepła

W kolejnym etapie obliczeń przyjęto podejście bardziej szczegółowe, w którym całkowita wymiana ciepła po stronie zewnętrznej została rozdzielona na dwie składowe – konwekcyjną oraz radiacyjną. Współczynnik konwekcyjnej wymiany ciepła określono na podstawie liczby Rayleigha (wzór (7)) i korelacji na kryterialną liczbę Nusselta (wzór (6)) dla konwekcji naturalnej wokół rury – cylindra; składową radiacyjną obliczono z kolei z wykorzystaniem zliniaryzowanego prawa Stefana-Boltzmana, na podstawie którego pracują urządzenia termowizyjne. Całkowity lokalny współczynnik przejmowania ciepła stanowiący sumę (wzór 3)) składowej konwekcyjnej  $h_{know}$ , (wzór (4)) oraz radiacyjnej, (wzór (5)) wynosi:

$$h_{tot} = h_{konw} + h_{rad}, \frac{W}{m^2K} \quad (3)$$

gdzie:

$h_{know}, h_{know}$  – odpowiednio konwekcyjna oraz radiacyjna składowa współczynnika przejmowania ciepła (z korelacji Churchill-Chu dla konwekcji swobodnej) określone z zależności (4) oraz (7):

$$h_{konw} = \frac{Nu \cdot \lambda_{powietrza}}{D}, \frac{W}{m^2K} \quad (4)$$

gdzie:

$Nu$  – kryterialna liczba Nusselta, –  
 $\lambda_{powietrza}$  – przewodność cieplna powietrza,  $\frac{W}{mK}$   
 $D$  – zewnętrzna średnica rurociągu,  $m$

$$h_{rad} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_z + T_w) \cdot (T_z^2 + T_w^2), \frac{W}{m^2K} \quad (5)$$

gdzie:

$\varepsilon$  – emisyjność powierzchni, –  
 $\sigma$  – stała Stefana-Boltzmana ( $5,67 \cdot 10^{-8} W/m^2K^4$ )  
 $T_w$  – temperatura powierzchni rurociągu,  $^{\circ}C$  lub  $K$   
 $T_z$  – temperatura powietrza, otoczenia,  $^{\circ}C$  lub  $K$

$$Nu = \left[ 0,60 + \frac{0,387 \cdot Ra^{\frac{1}{4}}}{\left( 1 + \left( \frac{0,559}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right)^{\frac{8}{27}}} \right]^2 \quad (6)$$

gdzie:

$Ra$  – liczba Rayleigha, –

$Pr$  – liczba Prandtla, –

$$Ra = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot D^3 \cdot Pr}{\nu^2} \quad (7)$$

gdzie:

$g$  – przyspieszenie ziemskie,  $m/s^2$

$\beta = 1/T$  – współczynnik rozszerzalności cieplnej płynu,  $1/K$

$\Delta T$  – różnica temperatury między powierzchnią, a otoczeniem,  $K$

$D$  – wymiar charakterystyczny (tu: średnica rurociągu),  $m$

$\nu$  – kinematyczna lepkość płynu,  $m^2/s$

Całkowite straty ciepła w odniesieniu do jednostki długości rury określa się z zależności:

$$Q = (\dot{Q}_{konw} + \dot{Q}_{rad}) \cdot L \quad (8)$$

lub tożsamy zapis

$$\dot{q} = \pi \cdot D \cdot h_{tot} \cdot (T_w - T_z) \quad (9)$$

gdzie:

$D$  – zewnętrzna średnica rurociągu,  $m$

$h_{tot}$  – całkowity lokalny współczynnik przejmowania ciepła,  $\frac{W}{m^2K}$

$$\dot{Q}_{konw} = \pi \cdot D \cdot h_{konw} \cdot (T_w - T_z) \quad (10)$$

gdzie:

$D$  – średnica zewnętrzna,  $m$

$h_{know}$  – konwekcyjna składowa współczynnika przejmowania ciepła (z korelacji dla konwekcji swobodnej (Chu, 1973; Bergman, 2016)

Radiacyjne straty ciepła z zewnętrznej powierzchni niezainstalowanego rurociągu uwzględnia się tu ze względu na ich wpływ na temperaturę powierzchni. Można je określić wykorzystując kamerę termowizyjną. Mierzy ona bezpośrednio temperaturę powierzchni, radiacyjny transfer ciepła został oszacowany w sposób jawny, korzystając z prawa Stefana-Boltzmana:

$$\dot{Q}_{rad} = \pi \cdot D \cdot \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_w^4 - T_z^4) \quad (11)$$

gdzie:

$D$  – zewnętrzna średnica rurociągu,  $m$

$\varepsilon$  – emisyjność powierzchni, –

$\sigma$  – stała Stefana-Boltzmana ( $5,67 \cdot 10^{-8} W/m^2K^4$ )

Kamera termowizyjna nie pokazuje bezpośrednio radiacyjnych strat ciepła, ale mierzy promieniowanie podczerwone. Wartość emisyjności dobrano na podstawie właściwości materiału i skorygowano podczas pomiaru termograficznego. Straty ciepła radiacyjnego oszacowano oddzielnie, a następnie dodano do strat ciepła konwekcyjnego, aby uzyskać całkowitą stratę ciepła z rurociągu. Do pomiarów wykorzystano kamerę termowizyjną Testo 890 o rozdzielczości podczerwieni  $640 \times 480$  px, czułości  $< 40$  mK przy  $30^{\circ}C$  oraz dokładności  $\pm 2^{\circ}C$  tj.  $\pm 2\%$  odczytu.

## Badania termograficzne węzła ciepłowniczego

### Charakterystyka węzła ciepłowniczego

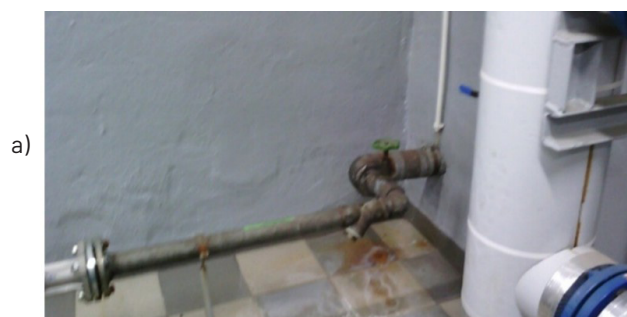
Badania kamerą termowizyjną przeprowadzono w okresie zimowym. Objęło ono węzeł cieplny zlokalizowany w wolnostojącym budynku, na terenie osiedla Ślichowice w Kielcach. W momencie badania temperatura zewnętrzna wynosiła 3,6°C, temperatura zasilania i powrotu dla instalacji CO  $t_z/t_p = 51,1/57,5^\circ\text{C}$  oraz temperatura CWU 57,6°C. Węzeł pracuje w układzie szeregowo-równoległym i zasilają instalacje odbiorcze budynków w ciepło dla potrzeb CO oraz CWU.

Projektowe zapotrzebowanie ciepła dla instalacji CO analizowanego węzła cieplnego wynosi 1144 kW. Obliczeniowe parametry wody sieciowej w sezonie grzewczym to 122,5/72,5°C, a poza sezonem grzewczym 70/35°C. Wewnętrzna instalacja CO zaprojektowana została na parametry 95/70°C. Wymienniki dla instalacji CO oraz CWU to wymienniki typu JAD 6.50. Po stronie sieciowej oraz po stronie instalacyjnej zastosowano rury stalowe przewodowe czarne, natomiast po stronie instalacyjnej CWU, cyrkulacji i wody zimnej zastosowano rury stalowe o pogrubionej warstwie cynku. Połączenia rurociągów po stronie sieciowej oraz po stronie instalacyjnej CO wykonano jako spawane, natomiast po stronie instalacyjnej CWU i wody zimnej wykonano jako gwintowane. Połączenia z urządzeniami i armaturą wykonano poprzez spawanie, kołnierze lub połączenia gwintowane. Rury czarne dwukrotnie pomalowano farbą silikonową odporną na temperaturę min. 150°C (po stronie pierwotnej – sieciowej) oraz min. 100°C (po stronie instalacyjnej – CO). Płaszcz powierzchniowy izolacji termicznej wykonano z folii twardej PVC a płaszcz izolacji oznaczony kolorowymi oznaczeniami, z folii miękkich PVC, określając rodzaj i kierunek przepływu czynnika. Termometry, z których dokonywano odczytu temperatury zlokalizowane są w taki sposób, aby elementy termoczułe znajdowały się w osi rurociągów. Na rys. 1 pokazano widok ogólny analizowanego pomieszczenia węzła ciepłowniczego.



Rysunek 1. Analizowany węzeł ciepłowniczego. Źródło: opracowanie własne

Figure 1. The analyzed heating node. Source: authors' own study



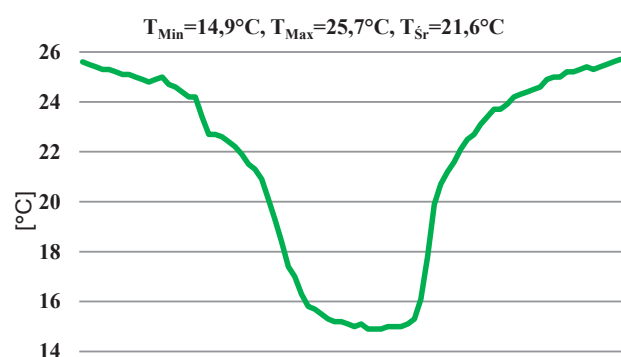
Rysunek 2. Przewód wody zimnej – wejście sieci wodociągowej do budynku DN100. Źródło: opracowanie własne

Figure 2. Cold water pipe - water supply network entry to the building DN100. Source: authors' own study

## Analiza termograficzna wybranych odcinków rur

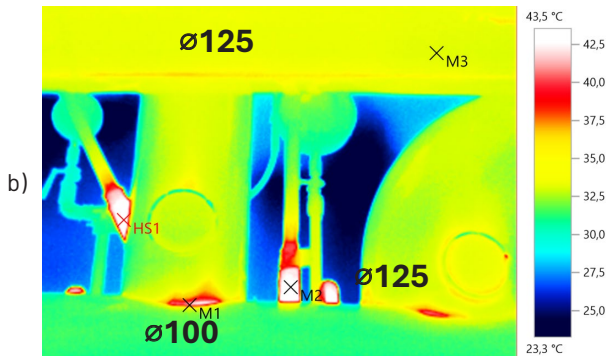
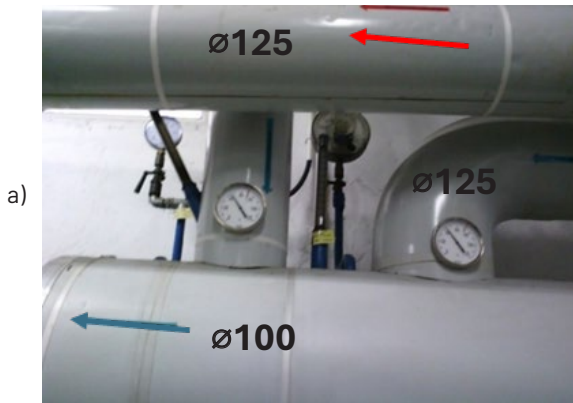
Badaniu objęto różne elementy węzła cieplnego: rurociągi zimnej i ciepłej wody użytkowej, centralnego ogrzewania, przewody zaizolowane, niez izolowane, niedokładnie zaizolowane oraz armaturę kontrolno-pomiarową. Pomiarów wykonano w warunkach ustabilizowanej pracy instalacji, bez bezpośredniego oddziaływania promieniowania słonecznego. Temperatura otoczenia w trakcie pomiarów była zbliżona do wartości pokojowej i nie wykazywała istotnych wahań w czasie badań. W niniejszym artykule przedstawiono wybrane zdjęcia termograficzne wykonane kamerą termowizyjną Testo 890 z konieczną analizą; współczynnik emisyjności przyjęto na poziomie  $\varepsilon = 0,8$ .

Rys. 2 przedstawia zdjęcie cyfrowe oraz termogram przewodu zimnej wody o średnicy nominalnej DN100 w miejscu wejścia sieci wodociągowej do budynku z zaznaczonymi znacznikami pomiarowymi – punktem M1 oraz linią P1, dla której profilowy rozkład temperatury przed-

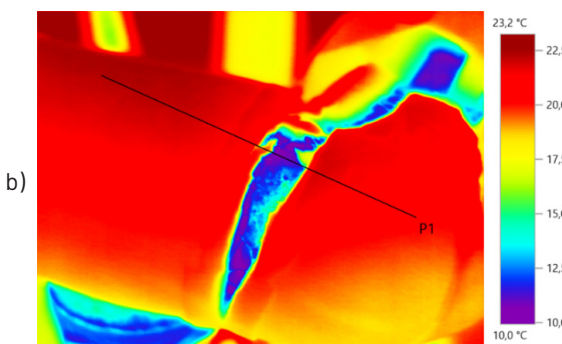


Rysunek 3. Profil rozkładu temperatury dla znacznika P1 widocznego na rysunku 2b. Źródło: opracowanie własne

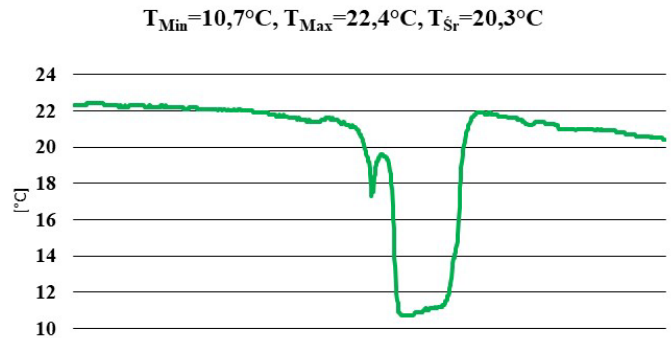
Figure 3. Temperature distribution profile for marker P1 visible in Figure 2b. Source: authors' own study



**Rysunek 4.** Rurociągi powrotu z instalacji CO (niebieska strzałka) oraz transportujące medium na wymienniki CO (czerwona strzałka); TM1 = 40,2°C, TM2 = 43,0°C, TM3 = 33,1°C, THS1=43,5°C. Źródło: opracowanie własne  
**Figure 4.** Return pipelines from the central heating system (blue arrow) and those transporting the medium to the central heating exchangers (red arrow); TM1 = 40.2°C, TM2 = 43.0°C, TM3 = 33.1°C, THS1 = 43.5°C. Source: authors' own study



**Rysunek 5.** Magnetyzery zainstalowane na przewodzie rurowym z uszkodzoną izolacją. Źródło: opracowanie własne  
**Figure 5.** Magnetizers installed on a pipe with damaged insulation. Source: authors' own study



**Rysunek 6.** Profil rozkładu temperatury dla znacznika P1 widocznego na rysunku 5b. Źródło: opracowanie własne  
**Figure 6.** Temperature distribution profile for marker P1 visible in figure 5b. Source: authors' own study

stawiono na rys. 3. Zarejestrowane wartości temperatury mieściły się w zakresie od 12,7°C do 22,3°C, co ewidentnie wskazuje na mostek cieplny związany z przejściem instalacyjnym i brakiem izolacji termiczną przewodu, co sprzyja także kondensacji pary wodnej oraz zwiększa straty ciepłone.

Na kolejnych termogramach (rys. 4–9) przeprowadzono podobną analizę odcinków transportujących czynnik grzewczy w obrębie węzła ciepłowniczego z zaznaczonymi średnicami nominalnymi.

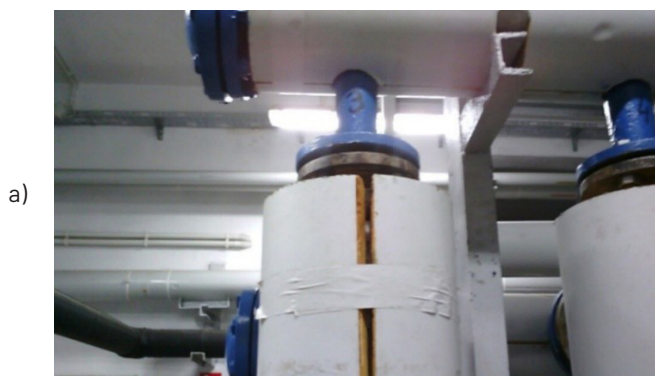
Analiza termogramu umożliwiła ocenę rozkładu temperatury na powierzchni izolowanych przewodów oraz w rejonach połączeń instalacyjnych i armatury. Zarejestrowane temperatury wskazują na lokalne zróżnicowanie cieplne, szczególnie w miejscach występowania elementów metalowych, czy przerw w ciągłości izolacji. Temperatury uzyskane w charakterystycznych punktach pomiarowych M1, M2, M3 oraz HS1 zaznaczono w opisie rys. 4. Wiedząc, że temperatura czynnika grzewczego w tych odcinkach wynosi 42°C można wnioskować co do wielkości mostków ciepła.

Najniższa zarejestrowana temperatura, wynosząca 33,1°C świadczy o skuteczniejszym działaniu izolacji termicznej w tym punkcie w porównaniu z pozostałymi, chociaż różnica temperatur pomiędzy zewnętrznym płaszczem rury, a czynnikiem grzewczym jest wciąż znacząca i wynosi  $dT \sim 20^\circ\text{C}$ .

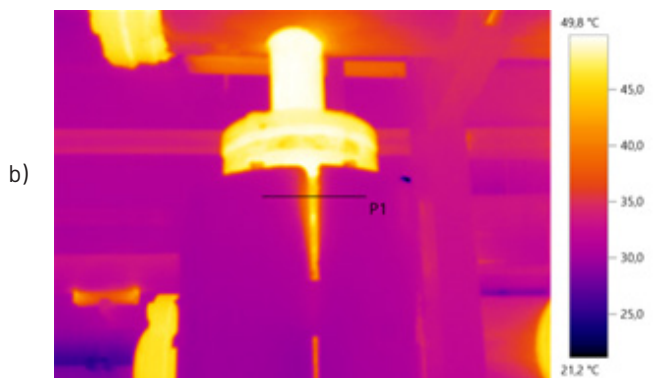
Na rys. 5 przedstawiono podobny problem, gdzie widać fragment instalacji rurowej wyposażonej w magnetyzery, zamontowane na przewodzie wody zimnej z widocznym uszkodzeniem izolacji cieplnej/przeciwwilgociowej. W miejscu ubytku izolacji odsłonięta została powierzchnia przewodu, a lokalny spadek temperatury powierzchniowej przewodu w miejscu ubytku sięga  $dT \sim 12^\circ\text{C}$ .

Na rys. 7b pokazano wymiennik typu JAD z zastosowaną izolacją termiczną. Widoczny jest fragment pionowego odcinka wraz z połączeniem kołnierzowym, stanowiącym lokalną nieciągłość materiałową izolacji.

Na rys. 8 przedstawiono ciekawy przypadek fragmentu przewodu wychodzącego ze stabilizatora ciepłej wody użytkowej, na którym widoczny jest jednorodny rozkład podwyższonej temperatury na niez izolowanym odcinku. Różnica pomiędzy sąsiednimi punktami zaznaczonymi w niedalekiej odległości sięga  $dT \sim 27^\circ\text{C}$ .



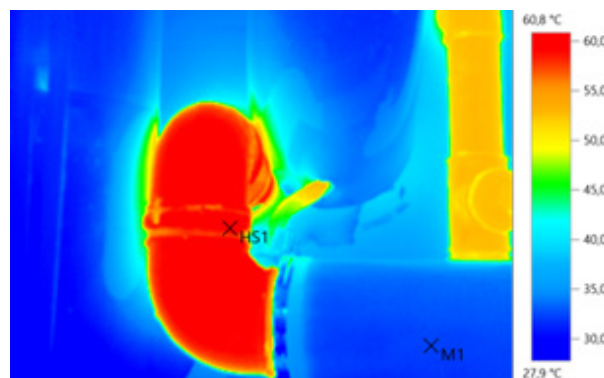
a)



b)



a)



b)

Rysunek 7. Wymiennik typu JAD. Źródło: opracowanie własne  
Figure 7. JAD type exchanger. Source: authors' own study

Rysunek 8. Rurociąg o średnicy DN100 mm wychodzący ze stabilizatora c.w.u. Źródło: opracowanie własne  
Figure 8. Pipeline with a diameter of DN100 mm coming from the domestic hot water stabilizer. Source: authors' own study

## Obliczenia strat ciepła przez nieciągłości w izolacji – nieizolowany rurociąg

### Podejście ogólne – Metoda 1

W pierwszym kroku, na podstawie przedstawionej metodologii oraz prostej zależności (wzór (2)) określono ogólne straty ciepła przy uwzględnieniu przewodzenia i konwekcji, które wynoszą:

$$Q = 10 \cdot \pi \cdot 0,1 \cdot 1 \cdot (60 - 20) = 125,6 \frac{W}{m};$$

tu ze względu na przyjęty jednostkowy odcinek rurociągu równy 1m:  $Q=125,6$  W. Straty ciepła można także określić odnosząc się do jednostki powierzchni nieizolowanej.

W analizowanym węzle ciepłowniczym, wybrano jeden z niewralgicznych, nieizolowanych odcinków rurowych o średnicy DN=100 (stal), gdzie różnica temperatury pomiędzy czynnikiem roboczym, a otoczeniem wynosi odpowiednio  $dT=10^{\circ}C$  i  $40^{\circ}C$ . Współczynnik przenikania ciepła założono na poziomie 10 (Bergman, 2016). Przyjęcie takiej wartości odpowiada powszechnie stosowanej praktyce inżynierskiej i umożliwia szybkie obliczenie całkowitych strat ciepła. Jeżeli przewód rurowy będzie zaizolowany należy dokonać korekty współczynnika przenikania ciepła  $U$  za pomocą wzoru (12).

$$U_0 = \frac{1}{R_{tot}A_0} = \frac{1}{(R_{izol} + R_{konw,0}) 2\pi r_2} = \frac{1}{[\ln(r_2/r_1)/2\pi\lambda + (1/(h_0 2\pi r_2))] 2\pi r_2} \quad (12)$$

gdzie:

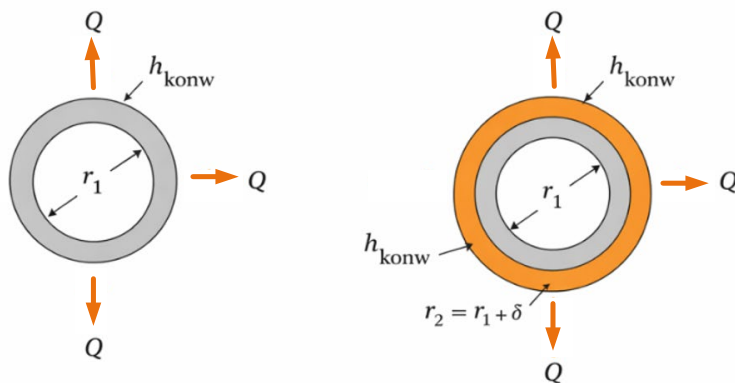
- $R$  – opór cieplny,
- $r_1=D_0/2$  – promień wewnętrzny warstwy izolacji (ze wewnętrzny promień rury stalowej),
- $r_2=r_1+d_{izol}$  – promień zewnętrzny warstwy izolacji (ze wewnętrzny promień zaizolowanego rurociągu; (rys. 9)

Ostatecznie, uwzględniając grubość izolacji, współczynnik przenikania ciepła przyjmuje postać, jak we wzorze (13).

$$U(\delta) = \frac{Q(\delta)}{2\pi r_2 \Delta T} \quad (13)$$

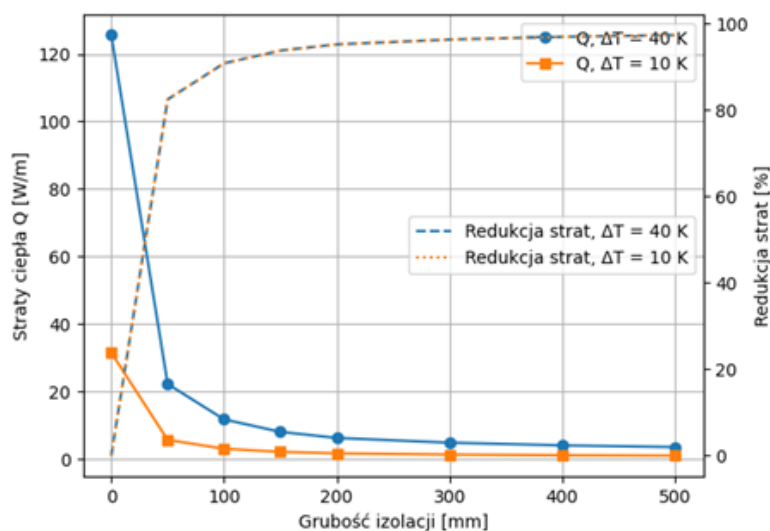
Zakładając izolację cieplną o współczynniku przewodzenia ciepła  $\lambda=0,035 \frac{W}{m K}$ , ogólne straty ciepła  $Q$  maleją wykładniczo, co pokazano na rys. 10.

Jak wynika z rys. 10 straty ciepła są liniowo proporcjonalne do różnicy temperatury pomiędzy czynnikiem roboczym a powietrzem. W obu przypadkach, temperatura powietrza omywającego rurociąg wynosiła  $20^{\circ}C$ . Dla każdej grubości izolacji wartości  $Q$  przy  $\Delta T=10$  K są dokładnie czterokrotnie mniejsze niż przy  $\Delta T=40$  K, co potwierdza liniową zależność strat ciepła od różnicy temperatury między medium grzewczym, a otoczeniem. Jak wynika z przeprowadzonych analiz, efektywność izolacji (w ujęciu procentowym) nie zależy od  $\Delta T$ . Krzywe procentowej redukcji strat (na rys. 10 linia przerywana) dla obu przypadków praktycznie się pokrywają, co oznacza, że względna skuteczność izolacji zależy głównie od jej grubości i wla-



Rysunek 9. Model geometryczny rurociągu niez izolowanego i z izolowanego stosowany w analizie strat ciepła – definicja promieni  $r_1$ ,  $r_2$  oraz kierunku strumienia ciepła  $Q$ . Źródło: opracowanie własne

Figure 9. Geometric model of an uninsulated and insulated pipeline used in the analysis of heat losses – definition of radii  $r_1$ ,  $r_2$  and the direction of heat flux  $Q$ . Source: authors' own study



Rysunek 10. Straty ciepła przez rurociąg vs. grubość izolacji termicznej w zależności od temperatury czynnika roboczego METODA 1; linia niebieska  $T_w=60^\circ\text{C}$ , linia pomarańczowa  $T_w=30^\circ\text{C}$ . Źródło: opracowanie własne

Tabela 3. Wyniki obliczeń konwekcyjnych oraz radiacyjnych strat ciepła przez rurociąg bez izolacji. Źródło: opracowanie własne

Parametr	$\Delta T=10\text{K}$	$\Delta T=40\text{K}$
$T_w, ^\circ\text{C}$	30	60
$T_z, ^\circ\text{C}$	20	20
Ra	$9,6 \cdot 10^5$	$3,2 \cdot 10^6$
Nu	14,4	20,2
$h_{konw}, \text{W/m}^2\text{K}$	3,78	5,52
$h_{rad}, \text{W/m}^2\text{K}$	4,81	5,59
$h_{tot} = h_{konw} + h_{rad}, \text{W/m}^2\text{K}$	11,11	8,59
$Q_{kon}, \text{W/m}^2\text{K}$	11,88	69,37
$Q_{rad}, \text{W/m}^2\text{K}$	15,11	70,25
$Q_{tot}, \text{W/m}^2\text{K}$	26,99	139,61

ściwości materiału, a nie od samej różnicy temperatury.

Największy efekt redukcji strat ciepła uzyskuje się dla pierwszych 100–150 mm izolacji. Już przy 50 mm izolacji straty ciepła maleją o ponad 80%, a przy 100 mm redukcja przekracza 90%. Dalsze zwiększanie grubości izolacji prowadzi do coraz mniejszych przyrostów efektu energetycznego. Powyżej 300 mm izolacji obserwuje się wyraźny efekt malejących korzyści. Zwiększanie grubości izolacji powyżej 300–400 mm skutkuje jedynie niewielkim dalszym obniżeniem strat ciepła, co w praktyce może być nieuzasadnione technicznie i ekonomicznie.

### Ograniczenia zastosowanego modelu strat ciepła

W analizie wpływu grubości izolacji na straty ciepła przyjęto podejście oparte na zastępczym oporze zewnętrznym wyznaczonym na podstawie przypadku referencyjnego rurociągu niez izolowanego. W konsekwencji mechanizmy wymiany ciepła po stronie otoczenia (konwekcja naturalna oraz promieniowanie ciepłe) są w modelu uwzględnione łącznie, bez ich jawnego rozdzielenia. Takie podejście upraszcza obliczenia i pozwala skupić się na wpływie przewodzenia przez izolację, jednak nie umożliwia oceny udziału promieniowania ani analizy wpływu emisyjności powierzchni. Ponadto, zmiany intensywności konwekcji naturalnej oraz udziału promieniowania wraz ze zmianą temperatury powierzchni nie są modelowane explicite, co może wpływać na dokładność przy dużych zmianach temperatury.

### Podejście rozdzielające fizykę procesu konwekcji oraz radiacji – Metoda 2

W celu określenia ilości ciepła oddawanego przez niez izolowany rurociąg stalowy ( $\epsilon \approx 0,8$ ) na drodze radiacji  $Q_{rad}$  oraz konwekcji  $Q_{kon}$  i przy założeniu różnicy temperatur jak w poprzednim przypadku, ze wzorów (3)–(11) oblicza się całkowity współczynnik przejmowania ciepła oraz inne wielkości wprowadzone od modelu. Wyniki zestawiono w Tabeli 3.

Jak można zauważyć, w obu przypadkach promieniowanie stanowi bardzo istotną część całkowitych strat ciepła, czyli  $\sim 50\%$  i  $56\%$  dla odpowiednio i. Przy mniejszej różnicy temperatur spada intensywność konwekcji naturalnej (czyli mniejsze wartości  $Ra$  oraz  $Nu$ ), dlatego udział radiacji procentowo rośnie, mimo że  $Q_{tot}$  jest niższe. Jest to zgodne z procesami zachodzącymi przy konwekcji naturalnej: słabsza wyporność (mniejsze  $\Delta T$ ) generuje mniej intensywny ruch powietrza przy powierzchni cylindra. Z kolei współczynnik  $h_{rad}$  zależy głównie od poziomu temperatur bezwzględnych ( $T_w$  i  $T_z$ ), stąd jego spadek między  $60/20^\circ\text{C}$  a  $30/20^\circ\text{C}$  jest relatywnie mniejszy niż zmniejszenie współczynnika  $h_{konw}$ . W efekcie udział promieniowania w całkowitej wymianie ciepła może być porównywal-

ny z konwekcją, szczególnie przy mniejszych różnicach temperatur  $\Delta T$ .

Ponadto, dla rurociągu niez izolowanego, całkowity zewnętrzny współczynnik przejmowania ciepła powinien uwzględniać oba mechanizmy. W analizowanych przypadkach  $h_{tot}$  jest istotnie większa niż sam  $h_{know}$ , co potwierdza, że pomijanie promieniowania prowadziłyby do zaniżenia szacowanych strat ciepła.

Wzór ogólny (2) w praktyce opisuje jedynie zewnętrzną wymianę ciepła. Przyjęta tu wartość współczynnika  $U=10 \text{ W/m}^2\text{K}$  wynika z ogólnych założeń literaturowych (Bergman, 2016) i nie daje możliwości oszacowania w sposób dokładny udziału radiacyjnych strat ciepła, natomiast druga metoda jest bardziej fizyczna i wynika z korelacji na konwekcję i modelu promieniowania.

Różnice między uzyskanymi wynikami strat całkowitych dla dwóch z angliczowanych metod wynoszą 11% i są to wartości typowe spotykane w literaturze (Bergman, 2016).

Teraz należy policzyć jednostkowe straty ciepła po dołożeniu izolacji cieplnej, jak w metodzie 1. Zależność (8) uogólniono, wprowadzając opór cieplny cylindra  $R$ , jak we wzorze (14):

$$Q'(\delta) = \frac{\Delta T}{R'(\delta)} \quad (14)$$

gdzie:

$R'(\delta)$  – grubość izolacji cieplnej obliczona z zależności (15)

$$R'(\delta) = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2 \cdot \pi \cdot \lambda} + \frac{1}{h_{tot} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_2} \quad (15)$$

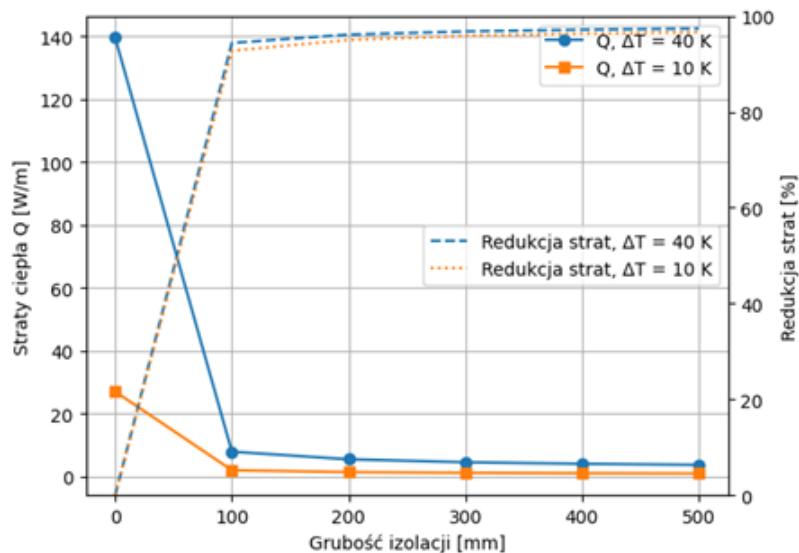
gdzie:

$r_1=D_0/2$  – promień wewnętrzny warstwy izolacji (zewnątrzny promień rury stalowej),  
 $r_2=r_1+d_{izol}$  – promień zewnętrzny warstwy izolacji (zewnątrzny promień zaizolowanego rurociągu)

$r_1=D_0/2$  – korelacja Churchill-Chu dla konwekcji swobodnej (wzór (3))

Na rys. 11 przedstawiono zależność strat ciepła na jednostkę długości rurociągu od grubości izolacji o parametrach cieplnych jak w Metodzie 1 dla dwóch różnic temperatur:  $\Delta T=40 \text{ K}$  i  $\Delta T=10 \text{ K}$ . W obliczeniach wykorzystano model oporów cieplnych dla geometrii cylindrycznej uwzględniając całkowity współczynnik przejmowania ciepła,  $h_{tot}$  stanowiący sumę konwekcyjnej i radiacyjnej składowej.

Dla obu przypadków największa redukcja strat ciepła występuje po zastosowaniu pierwszych 100 mm izolacji, gdzie straty zmniejszają się o ponad 90% w porównaniu z rurociągiem niez izolowanym. Dalsze zwiększanie grubości izolacji prowadzi do coraz mniejszych przyrostów efektu energetycznego, co jest charakterystyczne dla logarytmicznego przebiegu przewodzenia ciepła w układzie cylindrycznym. Pomimo wyższych bezwzględnych strat ciepła dla  $\Delta T=40 \text{ K}$ , przebieg względnej redukcji strat jest zbliżony w obu analizowanych przypadkach, co wskazuje, że skuteczność izolacji zależy głównie od jej grubości



Rysunek 11. Straty ciepła przez rurociąg vs. grubość izolacji termicznej w zależności od temperatury czynnika roboczego METODA 2; linia niebieska  $T_w=60^\circ\text{C}$  ( $\Delta T=40 \text{ K}$ ), linia pomarańczowa  $T_w=30^\circ\text{C}$  ( $\Delta T=10 \text{ K}$ ). Źródło: opracowanie własne

Figure 11. Heat losses through the pipeline vs. thermal insulation thickness depending on the temperature of the working medium METHOD 2; blue line  $T_w=60^\circ\text{C}$  ( $\Delta T=40 \text{ K}$ ), orange line  $T_w=30^\circ\text{C}$  ( $\Delta T=10 \text{ K}$ ). Source: authors' own study

i właściwości materiałowych, a w mniejszym stopniu od różnicy temperatur.

## Podsumowanie

Przeprowadzona analiza strat ciepła dla niez izolowanego rurociągu przy relatywnie niewielkiej różnicy temperatur rzędu 40 K pokazuje, że nawet krótkie odcinki instalacji generują istotne koszty eksploatacyjne. Dla jednostkowej straty ciepła na poziomie 140 W/m i długości rury 10 m całkowita strata mocy wynosi 1,4 kW, co przekłada się na zużycie energii rzędu 33,6 kWh na dobę.

Przy cenie energii cieplnej 170 zł/GJ (około 0,61 zł/kWh netto) oznacza to koszt około 20–21 zł netto na dobę, a w skali miesiąca około 620 zł netto. Warto podkreślić, że są to wartości uzyskane dla umiarkowanej różnicy temperatur, często niższej niż rzeczywistość występująca w sieciach i węzłach ciepłownicznych.

Wraz ze wzrostem temperatury medium, a tym samym różnicy temperatur pomiędzy rurociągiem a otoczeniem, straty ciepła – i odpowiadające im koszty – rosną w przybliżeniu proporcjonalnie. Oznacza to, że w typowych warunkach pracy sieci ciepłownicznych rzeczywiste straty finansowe mogą być wielokrotnie wyższe od przedstawionych w przykładzie.

## Podziękowania

Autorzy składają podziękowania dla MPEC Sp. z o.o. Kielce za udostępnienie danych technicznych węzła ciepłowniczego oraz za umożliwienie przeprowadzenia inwentaryzacji technicznej wraz z badaniami termowizyjnymi.

W przygotowaniu pracy wykorzystano narzędzie oparte na modelu językowym AI jako wsparcie redakcyjne i obliczeniowe. Odpowiedzialność za treść ponoszą autorzy.

## Bibliografia

- Bergman, T. L., Lavine, A. S., Incropera, F. P., & DeWitt, D. P. (2016). *Fundamentals of heat and mass transfer* (8th ed.). Wiley.
- Chu, H. H. S., Goldstein, R. J. (1973). Turbulent convection in air from a heated horizontal cylinder. *Journal of Heat Transfer*, 95(3), 420–422.
- Biniek, M. (2025) Termomodernizacja i OZE – kluczowe elementy na drodze do dekarbonizacji budownictwa, *Ciepłownictwo Ogrzewnictwo Wentylacja*, 56(2), 36–40.
- Niemyski, O. (2013) Straty ciepła w sieciach ciepłownicznych. *Inżynier Budownictwa*. <https://inzynierbudownictwa.pl/straty-ciepła-w-sieciach-cieplownicznych> (Dostęp z 11.02.2026)
- Knapik, M. (2020) Analiza doboru oraz wpływu izolacji cieplnej rur na koszty eksploatacji instalacji grzewczych, *Rynek Instalacyjny*. <https://www.rynekinstalacyjny.pl/artukul/izolacje-techniczne/44575,analiza-doboru-oraz-wplywu-izolacji-cieplnej-rur-na-koszty-eksploatacji-instalacji-grzewczych> (Dostęp z 11.02.2026)
- Polski Komitet Normalizacyjny. (1992). PN92/B01706 Instalacje wodociągowe. Wymagania przy projektowaniu
- Polski Komitet Normalizacyjny. (2009). PN-EN ISO 10456:2009 Materiały i wyroby budowlane. Właściwości cieplno-wilgotnościowe. Tabela wartości obliczeniowe i procedury określania deklarowanych i obliczeniowych wartości cieplnych
- Polski Komitet Normalizacyjny. (2022a). PN-EN ISO 12241:2022-12 Izolacja cieplna wyposażenia budynków i instalacji przemysłowych – Zasady obliczania.
- Polski Komitet Normalizacyjny. (2022b). PNEN 139411+A1:202205 Sieci ciepłownicze — Projektowanie i montaż systemu izolowanych termicznie zespołów rur pojedynczych i podwójnych do sieci wody gorącej układanych bezpośrednio w gruncie – Część 1: Projektowanie
- Minister Rozwoju i Technologii. (2022). Obwieszczenie z dnia 15 kwietnia 2022 r. w sprawie ogłoszenia jednolitego tekstu rozporządzenia Ministra Infrastruktury w sprawie warunków technicznych, jakim powinny odpowiadać budynki i ich usytuowanie (Dz. U. 2022 poz. 1225)
- Ryńska, J. (2011) Izolacje rurociągów ciepłowniczych wodnych. *Rynek Instalacyjny*. <https://www.rynekinstalacyjny.pl/artukul/izolacje-techniczne/105421,izolacje-rurociagow-cieplowniczych-wodnych> (Dostęp z 11.02.2026)

Zastrzeżenie: Oświadczenia, opinie i dane przedstawione w publikacjach są wyłączną odpowiedzialnością ich autorów i nie odzwierciedlają stanowiska redakcji *Ciepłownictwo Ogrzewnictwo Wentylacja*. Redakcja nie ponosi odpowiedzialności za jakiegokolwiek szkody dotyczące osób lub mienia wynikające z idei, metod, zaleceń lub produktów omawianych w treści publikacji. *Artykuł udostępniony na licencji Creative Commons CC BY 4.0.*

Disclaimer: The statements, opinions, and data presented in the publications are the sole responsibility of their authors and do not necessarily reflect the views of the editorial board of *Ciepłownictwo Ogrzewnictwo Wentylacja*. The editorial board assumes no responsibility or liability for any injury to persons or damage to property resulting from any ideas, methods, instructions, or products referred to in the content of the publications. *The article is distributed under the Creative Commons CC BY 4.0 license.*

**COLD-TECH**  
Poland

2.EDYCJA

BRANŻOWE TARGI  
TECHNOLOGII CHŁODZENIA

PARTNER TARGÓW I KONFERENCJI

**&Chłodnictwo  
&Klimatyzacja**

ZESKANUJ KOD QR  
I ODBIERZ  
DARMOWY BILET

9 - 11 | 06 | 2026

**COOLING  
TECH  
Summit**

WARSZAWA | PTAK WARSAW EXPO

**PTAK  
WARSAW  
EXPO**